

# PRV

PATENT- OCH REGISTRERINGSVERKET  
Patentavdelningen

PCT : SE 2004 / 0 0 0 8 2 2

REC'D 21 JUN 2004

WIPO

PCT

## Intyg Certificate

Härmed intygas att bifogade kopior överensstämmer med de handlingar som ursprungligen ingivits till Patent- och registreringsverket i nedannämnda ansökan.

This is to certify that the annexed is a true copy of the documents as originally filed with the Patent- and Registration Office in connection with the following patent application.



(71) Sökande                      Euroturbine AB, Finspång SE  
Applicant (s)

(21) Patentansökningsnummer    0301585-6  
Patent application number

(86) Ingivningsdatum                      2003-05-30  
Date of filing

Stockholm, 2004-06-15

För Patent- och registreringsverket  
For the Patent- and Registration Office

*Marita Öun*  
Marita Öun

Avgift  
Fee

**BEST AVAILABLE COPY**

**PRIORITY DOCUMENT**  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)

PATENT- OCH  
REGISTRERINGSVERKET  
SWEDEN

Postadress/Adress  
Box 5055  
S-102 42 STOCKHOLM

Telefon/Phone  
+46 8 782 25 00  
Vx 08-782 25 00

Telex  
17978  
PATOREG S

Telefax  
+46 8 666 02 86  
08-666 02 86

## Förfarande för drift av en gasturbingrupp

Uppfinningen avser ett förfarande för drift av en gasturbin-  
grupp av den art som framgår av ingressen till kravet 1.

5

Det är i sig känt att samma driftsförhållanden i vissa fall  
uppnås vid en gasturbingrupp av den art som anges i kravets 1  
ingress, varvid man under drift av en sådan gasturbingrupp  
värmer vatten och/eller ånga medelst avgaserna från den första  
10 turbingruppdelens turbin.

I traditionella gasturbiner används luft som arbetsmedium.  
Luften komprimeras till högt tryck, bränsle blandas med intags-  
luften och förbränns i brännkammaren, varefter bränngasen  
15 expanderar i turbinen. Turbinen producerar det arbete som dels  
driver kompressorn dels det överskott som kan tas ut som  
nyttigt arbete. Verkningsgraden definieras som förhållandet  
mellan nyttigt arbete och tillfört bränsle. Förbränningen sker  
under stort luftöverskott i traditionella gasturbiner. Luft  
20 passerar gasturbinen utan att luftens syre utnyttjas fullt ut.

Det är i sig känt att introducera en så kallad "våt cykel" i  
en gasturbinanläggning. I en våt cykel inblandas en större  
mängd vatten i arbetsmediet (typiskt 0,1-0,3 kg vatten/kg  
25 luft), som vanligen bildas i den avgaspanna som är placerad i  
den heta avgasströmmen från turbinen. Vattenångan kan insprutas  
som ånga och/eller att hetvatten befuktar hela eller delar av  
gasflödet.

30 En traditionell "torr" gasturbin, som är optimerad för icke-  
våt cykel får emellertid i praktiken oacceptabla driftsegen-  
skaper om större mängder vatten inblandas i arbetsmediet,  
eftersom gasflödet genom turbindelen överstiger det flöde som  
denna är dimensionerad för.

35

En traditionell gasturbin kan därför inte direkt användas i  
drift av en våt cykel, vilket lett till att endast ett fåtal

gasturbiner utnyttjar ånginsprutning och då i regel bara i begränsad omfattning där inte all tillgänglig ånga från avgaspannan utnyttjats för insprutning.

- 5 Obalansen i volymkapacitet mellan kompressor och turbin leder till att för att en klara effektiv anpassning till våtcykler stora och kostsamma ingrepp i maskinen måste göras (t ex ökning av turbinkapaciteten) för att anpassa denna till den förändrade massflödesfördelningen.

10

- Därtill arrangeras i traditionella gasturbiner ofta kylning av temperaturutsatta ställen i turbinen genom tillförsel av kall kyl Luft, vilket leder till att kompressorn måste ha en viss överkapacitet i form av kyl Luft. I våta cykler är den betydligt 15 effektivare ångkylningen att föredra, vilket därmed ytterligare minskar förutsättningarna att konvertera en torr cykel eftersom obalansen i volymkapacitet mellan kompressor och turbin ökar vid införandet av ångkylning. Därtill åtgår ytterligare konstruktionsförändringar för att anpassa den traditionella luft- 20 kylda maskinen till den effektivare ångkylningen.

- Det är sålunda i sig förut känt att utnyttja och driva en gasturbingrupp av den art som omfattas av kravets 1 ingress, men ett ändamål med uppfinningen är att ytterligare undanröja de 25 ovan diskuterade obalansproblemen, och att anvisa driftsbetingelser som erbjuder särskilt höga verkningsgrader och gynnsamma driftsförhållanden.

- Ett ytterligare ändamål med uppfinningen är att anvisa ett 30 förfarande som medger effektiv drivning av den andra turbingruppdelen, så att denna i sin tur erbjuder en nära optimal drift av den första turbingruppdelen i en våt cykel, även då den första turbingruppdelen har en uppbyggnad som i stort sett är optimerad för en torr cykel.

35

Ett ytterligare ändamål är att anvisa driftsbetingelser som medger introduktion av en våt cykel vid en första turbin-

gruppdel, som i grunden kan ha en utformning motsvarande den för en traditionell självständig gasturbinenhet. Därvid kan den traditionella gasturbinenheten vara en befintlig anordning som kompletteras/i efterhand förses (retrofit) med den andra turbingruppdelen. Alternativt kan den traditionella gasturbinenheten vara nytillverkad i motsvarighet till en konstruktion som är väl känd och testad sedan lång tid tillbaka i självständig drift, och därför har väl kända och goda driftsegenskaper, och en god verkningsgrad, samt fungerande reservdelshållning och service.

Ett ytterligare ändamål med uppfinningen är att anvisa driftsparametrar som gynnsamt påverkar prestanda för gasturbingruppen.

Ändamålet uppnås helt eller delvis genom uppfinningen.

Uppfinningen definieras i det bilagda patentkravet 1.

Utföringsformer av uppfinningen anges i de bilagda osjälvständiga patentkraven. De ytterligare ändamålen uppnås helt eller delvis genom kravet 1 eller genom ett eller flera av de osjälvständiga patentkraven.

Den första delen kan bestå av en enhet som är väl beprövad och väl optimerad för "torr" drift. Det finns alltså välkända erfarenheter av dess prestanda och hållbarhet även i långa tidsperspektiv, samt med avseende på anpassningen mellan kompressor och turbin i traditionell drift (icke-våt cykel). Förbränningsanordningen och den andra delen anpassas till den första delen, så att den första delen kan arbeta optimalt trots att den nu får arbeta i en våt cykel. En väsentlig andel, exempelvis åtminstone 10 %, och företrädesvis åtminstone 20 %, av det producerade arbetet tas företrädesvis ut via den andra delens axel.

Den första delen kan vara en befintlig enhet, som arbetat med icke-våt drift i en befintlig anläggning, och som kompletterats med den andra delen, förbränningsanordningen och ånginsprutning och/eller befuktning för upprättande av en våt  
5 cykel för hela turbingruppen.

Alternativt kan den uppfinningsenliga turbingruppen vara nyttillverkad, men baserad på en första del, som överensstämmer med en konventionell kompressorturbinenhet på en gemensam axel,  
10 vilken är tekniskt välbeprövad i samband med icke-våt drift.

Den andra delen kan genom valet av kompressor och turbinenheter lätt anpassas och ges en önskad tryckfördelning mellan dess ingående och utgående gasströmmar. Genom komplettering med den  
15 andra turbinenheten kan den första delen därigenom ges nya nära optimala driftförhållanden vid införande av en våt cykel. I praktiken innebär övergången till våt cykel att den befintliga turbins tryckuppsättning i huvudsak bibehålls, medan kompressorns tryckuppsättning reduceras. Från att i torr drift ha  
20 ungefär samma tryckuppsättning på kompressorsidan som på turbinsidan kommer i den utförandeform som här föreskrivs kompressorn ha betydligt lägre tryckuppsättning än turbinen.

Den avgasmängd, eller hellre den avgasvolym, som den första  
25 delen konstruerats för, bibehålls lämpligen inom det tillåtna arbetsområdet. Detta ger de bästa förutsättningarna verkningsgradsmässigt. Turbinen får ungefär likartade förutsättningar som vid torr drift, vilket grundmaskinen ursprungligen är konstruerad och optimerad för, avseende hastighetsvinklar och  
30 förlustnivåer. En minskad tryckuppsättning i kompressorn samt även ett mindre massflöde genom kompressorn gör dock att kompressorns effektbehov minskar varvid den första delens samlade utgående effekt ökar i den grad som är möjlig vid övergång till en våt cykel. Vid en nyttillverkad första del kan  
35 eventuellt dess axel väljas med något större hållfasthet, med hänsyn till den högre effekt som kan tas ut i en våt cykel. En minskad tryckuppsättning i kompressorn leder även till att

- volymiteten ökar. Detta är gynnsamt eftersom gasströmmen därmed anpassas till kompressorns ursprungliga geometri trots att flödet genom kompressorn är reducerat. Denna gynnsamma effekten är liten i första inloppssteget varför det kan vara effektivare att ta bort ett kompressorsteg istället för att reglera kompressorn, vilket även är möjligt eftersom belastningen genom ett minskad tryckuppsättning minskat vid övergången till en våt cykel.
- 10 Den andra delen arbetar i det temperaturområde, där kylning erfordras och kan fritt förses med effektiv kylning och med fördel utnyttja kylning med ånga eller befuktad luft. Med fördel kan ånga först kyla temperaturutsatta ställen varefter den ledas till brännkammaren där den kan delta i processen
- 15 uträtta nytt arbete. Det är dock nödvändigt att en viss del av ångkylflödet släpps ut i gasströmmen för att åstadkomma en effektiv kylning på ställen där konvektion inte ger tillräckligt gott resultat. Genom att släppa ut ångan i gasströmmen kan en mycket effektiv filmkylning åstadkommas, gynnad i
- 20 huvudsak av ångas högre specifika energiinnehåll i förhållande till den omgivande fuktluftblandningen.
- Den första delen kommer i våtcykelprocessen att arbeta i ett område som inte kräver, eller åtminstone kräver endast
- 25 begränsad kylning. Det eventuella tillflödet av kylsluft som tillförts i den ursprungliga torra cykeln kan därmed kraftigt reduceras och istället ge plats åt ett större arbetande huvudflöde i turbinen.
- 30 All avancerad nyutveckling som krävs för övergång till våta cykler på basis av den första delen koncentreras därmed till den andra delen. I den första delen görs endast mindre kritisk ändringar. Den förses med ett uttag för tryckluft som leds in i den andra delen, den ursprungliga brännkammaren ersätts med
- 35 en ny "kall" fördelningskammare och en ny kraftigare utgående drivlina introduceras.

Den optimala verkningsgraden för en torr process, dvs vid en konventionell gasturbin, uppträder vid relativt låga tryckförhållanden, typiskt 5-40 bar, medan den optimala verkningsgraden för en våtprocess uppträder vid högre tryckförhållanden.

- 5 Det är alltså viktigt att öka tryckförhållandet i våta cykler relativt den traditionella gasturbincykeln för att uppnå optimala förhållanden i gasturbingruppen. Lämpligt tryckområde för den föreslagna cykeln är 50-300 bar, företrädesvis 60-200 bar, helst 80-150 bar. Temperaturnivån är 1000-2000 K, företrädesvis 1200-1800 K.
- 10

- I vissa systemlösningar för våt cykel kan därvid inblandningen av vatten drivas så långt, att förbränningen sker nära ett stökiometriskt förhållande, dvs att nästan allt syre utnyttjas i förbränningen, vilket kan åstadkommas vid ökade tryckförhållanden. Detta är ett av de väsentliga målen med införande av den föreslagna våta cykeln.
- 15

- Nära stökiometrisk förbränning innebär en effektiv kompakt och billig maskinlösning. Den innebär även minsta möjliga miljömässiga ingrepp, vilket genom minskning av den luftmängd som deltar i processen, minskar de skadliga restprodukter som vanligen måste återföras till omgivningen. Därtill blir de metoder som kan tänkas krävas för rening av avgaser, samt även CO<sub>2</sub>-återvinning, betydligt effektivare eftersom flödet som måste genomlöpa reningsprocessen minskar. Vattnet som deltagit i processen återgår inte till omgivningen utan kan återvinnas medelst gaskondensering och kan omgående renas och recirkuleras vilket, under de nära stökiometriska förhållanden som råder, även medger att anläggningen kan göras självförsörjande på vatten. För att sätta en undre gräns kan driften inställas för att förbränna åtminstone 70 %, företrädesvis åtminstone 80 %, och helst åtminstone 90 % av syremängden i den luft som införes i gasflödesbanan, vilket väsentligen skiljer sig från nuvarande teknik och ger de fördelar som ovan angivits.
- 20
- 25
- 30
- 35

- Vattnet förutsätts kunna återvinnas. Förångningen av vattnet sker delvis i en kokare, normalt med två trycknivåer, som tar sitt värme från de heta avgaserna samt från kylning av kompressorluften. De kylda avgaserna förs till en rökgas-kondensor som kondenserar ut vatten, i regel tillräcklig mängd för självförsörjning. Den stora mängden värme som avges i rökgas-kondensorn kan exempelvis utnyttjas i fjärrvärmenät eller för drivning av absorptionskylmaskiner.
- 10 Nettoresultatet av att införa ånga i den traditionella gasturbinprocessen blir att verkningsgraden och den uttagbara effekten ökar. Moderna väl utvecklade konventionella gasturbiner som arbetar utan inblandning av vatten, uppvisar idag verkningsgrader i området 35-40%. Väl utvecklad våtcykelteknik som arbetar under likartade tryck- och temperaturnivåer som för 15 traditionella gasturbiner får en verkningsgrad av cirka 50%. Våtcykelprocesser med högre tryckförhållanden kan få betydligt högre verkningsgrad, ca 55-65%.
- 20 Tryckförhållanden inom det föreslagna tryckområdet 50-300 bar kräver i allmänhet minst två eller vid de högsta trycknivåerna minst tre axlar med olika varvtal för att turbingruppen ska bli effektiv, varvid ett högre varvtal används i högtrycks-kompressorn respektive högtrycksturbinen. En sådan fleraxlig 25 lösning innefattar i grunden en konventionell gasturbin, och en separat axel med kompressor och turbin för högre varvtal, samt en brännkammare som under eventuell tillförsel av kylånga arbetar med höga tryck och ökad temperatur och frambringar en nära stökiometrisk förbränning. Vatten kan tillföras även som 30 högtrycksånga före brännkammaren eller som befuktning av luften i befuktningstorn eller med ånga av lägre trycknivå före slutkompressionen.
- 35 Vid högre kompressionstryck ökar behovet att kyla luften mellan kompressorenheterna, dels för att minska temperaturnivån för känsliga material i kompressorn, dels för att minska kompressionsarbetet. En sänkning av kompressorlufttemperaturen kan



vara bra även för att uppnå gynnsammare förhållanden vid förbränningen. Enklaste sättet är att spruta in vatten i kompressorluften. Alternativt kan kompressorluftens värme bringas att producera ånga i en ånggenerator. Som ett särskilt effektivt alternativ kan ett s k uppfuktartorn utnyttjas varvid uppfuktningen av kompressorluften sker medelst direktkontakt med hetvatten vilket innebär att temperaturnivån reduceras och att en större andel av avgasförlusterna, alternativt värme från den kylda kompressorluften kan omhändertas.

10

För att föra in ytterligare vatten i den våta cykeln kan intagsluften befuktas, och denna lösning är särskilt gynnsam i samband med uttagning av lågtemperaturvärme (fjärrvärme etc) från turbingruppen. Avgasvärme kan utnyttjas för uppfuktning av intagsluft, en energikretslösning skapas därigenom, som ökar den totala utnyttjningen av bildat värme i processen.

15

Uppfinningen kommer i det följande att beskrivas i exempelform med hänvisning till bilagda ritningar.

20

Fig. 1 visar schematiskt en turbingrupp enligt uppfinningen med insprayning av vatten i luftflödet mellan kompressorerna.

25

Fig. 2 visar en vidareutveckling av turbingruppen enligt fig. 1 med upptagning av värme medelst kokare i två steg, slutlig uppfuktning av luft i luftflödet mellan kompressorerna och som innefattar även återvinning av värme från en tidigare mellankylning.

30

Fig. 3 visar en vidareutveckling av turbingruppen enligt fig. 2 med upptagning av värme medelst kokare i ett steg efter första delens kompressor 12, uppfuktning av luftflödet mellan kompressorerna med hjälp av värme från avgaskylaren 70, samt ytterligare uppfuktning i flödesbanan mellan kompressor 22 och

35

förbränningsanordningen 35, varvid värme återvinns från kompressormellankylaren 95 och avgaskylaren 90.

Fig. 1 visar en första turbingruppdel 10 innefattande en axel 11 som bär en kompressor 12 och en turbin 13. Den första gruppen 10 är dimensionerad och utformad såsom en traditionell gasturbin som är avsedd att arbeta med enbart luft som arbetsmedium. En elkraftgenerator 15 visas ansluten till axeln 11. Alternativt kan arbete uttas från den första enheten 10 via axeln 11 till någon annan anordning.

Gruppen visar även en andra enhet 20 som innefattar en turbin 23, en kompressor 22 och en axel 21 som visas ansluten till en elgenerator 25 eller någon annan anordning för nyttiggörande av det arbete som utleds genom axeln 21.

Axeln 11, som tillhör basmaskinen 10, samt axeln 21, som tillhör enhet 20, kan sammanstråla till en gemensam rotationskopplad växel, som i sin tur driver en gemensam nyttolast.

Luft inleds genom ledningen 41 till kompressorn 12 och vidare leds genom ledningen 42 till kompressorn 22 och vidare genom ledningen 43 till brännkammaren 35 som tillförs bränsle genom ledningen 51 och vatten eller ånga genom ledningen 61. Ånga kan även inledas genom ledning 62 och blandas med flödet i ledningen 43 innan brännkammaren 35. Bränngaserna leds vidare genom ledning 44 till turbinenheten 23.

För kylning av temperaturutsatta ställen i turbinen inleds en del av ångflödet via ledning 63 till turbinenheten 23. Ånga som efter kylningen inte blandas med turbinens 23 huvudflöde återförs till brännkammaren 35 exempelvis som visas via ledning 68.

Utflödet från turbinen 23 leds via en överledning 48 till turbinen 13. Turbinens 13 utflöde leds genom ledningen 49 som innehåller en kokare 73, en värmeväxlare 70 och nedströms denna

en rökgaskondensor 71. Kondensatvatten från rökgaskondensorn 71  
leds genom en ledning 81 som passerar genom värmeväxlaren 70,  
och vidareleds genom ledningarna 82 och 83. Avluftaren 72 är  
avsedd att tillse att vatten som tillförs kokarna 73 och 74 är  
5 syrefritt.

Uttagsanordningen 42 uppsamlar och avleder tryckluft från  
basmaskinens kompressor 12 så att den kan överledas till  
högtryckskompressorn 22. Återföringsanordningen 48 leder in  
10 avgas från högtrycksturbinen 23 till basmaskinens turbin 13. De  
båda anordningarna tätar i huvudsak mot axeln 11 för att  
tillåta tryckskillnad mellan de båda anordningarna. Gastrycket  
i återföringsanordningen 48 är typiskt 10-40 % högre än i  
uttagsanordningen, vilket skiljer sig från konventionella  
15 gasturbiner där trycket är något högre efter kompressorn 12 än  
före turbinen 13.

Fig. 1 illustrerar schematiskt att i värmeväxlaren 70 förvärt  
vatten via ledning 82 kan sprayas in i en adiabatisk befuktare  
20 91 som är inkopplad i ledningen 42. Befuktaren 91 placeras  
företrädesvis framför värmeväxlaren 74 i ledningen 42.

Fig. 1 visar även att i värmeväxlaren 70 förvärt flöde av  
vatten som, via ett uttag 83, passerar värmeväxlarna 73  
25 och/eller 74 och sträcker sig fram till förbränningskammaren 35  
via de ovan beskrivna ledningarna 61, 62 och/eller 63. Värme-  
växlarna 73 och 74 är av kokartyp, 74 är inkopplad i ledningen  
42 för kylning av luften mellan kompressorerna och 73 i avgas-  
ledning 49 för kylning av avgaserna. Med enbart denna lösning  
30 i ledning 42 behöver den bildade ångan inte gå genom någon  
kompressor.

Fig. 2 visar en alternativ lösning där värmeupptagningen i  
luftflödet mellan kompressorerna och i avgasflödet dels kan ske  
35 med kokare i två trycksteg, varvid det lägre ångtrycket  
inställs så att den bildade ångan kan införas i ledningen 42  
mellan kompressorerna.

Fig. 2 visar en utförandeform där ånga från lägre trycknivån leds ut för användning i en extern process via ledning 66.

- 5 Fig. 2 visar även en form av kompressorkylning, där värme från den kylda kompressorluften omvandlas till ånga i ett uppfuktningskärl, där en del av tryckluften från kompressorn 12 deltar i befuktningsprocessen. Såsom visas på fig. 2 tillförs värme till befuktningskretsen dels från kylning av befuktningsluft, dels från kompressorkylningen och dels från kylning av rökgas. Värmebidragen tillföres vid de för den totala processen lämpligaste temperaturnivåerna i befuktningskretsen, dock högst vid kokpunkten vid befuktningsstornets tryck.
- 10
- 15 På fig. 1-2 kan vattenånga av högsta trycknivå införas som kylmedium till brännkammare, övriga varma turbindelar samt även direkt via en grenledning 62 till brännkammarens 35 inlopp. Vi brist på kylånga (t ex vid uppstart eller dellast) finns möjlighet att medelst eldning i ångpannan 55 komplettera ångproduktionen för att tillförsäkra sig om god kylning. Vid
- 20
- låg befuktningsgrad i komprimerad luft (t ex vid stort uttag av processånga) finns möjlighet att komplettera med insprutning av högtrycksånga efter slutkompressionen. Vattenånga av den lägre trycknivån kan tillföras till tryckluften före slutkompressionen samt även delvis utnyttjas för uttag av processånga som tidigare berörts.
- 25

- Man kan se i fig. 2 att relativt kallt vatten från evaporatorns 97 bottendel leds genom en värmeväxlare 96, som är belägen i
- 30
- det uttag som arrangerats på kompressorn 12 för s k mellan-kylning av gasflödet respektive för värmning av vattnet, som sedan införes i förångarens övre del. På motsvarande vis kan en värmeväxlare 98 vara inplacerad i gasflödesbanan mellan kompressorn 12 och förångaren 97 för att underlätta förångningen i evaporatorn 97. Vatten från en undre del av evaporatorn 97 ledes därvid genom värmeväxlaren 98 för att värmas respektive för att kyla gasflödet mellan kompressorn 12 och
- 35

förångaren 97, varefter det i värmeväxlaren 98 värmda vattnet införes i förångarens 97 övre del. Förvämt vatten från enheten 70 införes i förångaren 97.

- 5 Fig. 3 visar en utveckling av den i fig. 2 beskrivna uppfuktningen av luftflödet innan förbränning i brännkammaren 35. Värme från avgaserna och från kompressorluften utnyttjas för kompletterande befuktning i en uppfuktningsanordning 87 med tillhörande rekuperator 88 placerad i ledningen 43 mellan
- 10 kompressor 22 och brännkammare 35, där hela eller en del av mängden tryckluft från kompressorn 22 deltar. Såsom visas på fig. 3 tillförs värme till befuktningskretsen från kylaren 95 placerad i ledningen 42 mellan kompressor 12 och kompressor 22. Företrädesvis placeras som fig. 3 visar kylaren 95 mellan
- 15 kokaren 74 och den i fig. 2 beskrivna befuktarkretsen. Vidare tillförs värme från avgaserna medelst kylare 90. Förvämt vatten tillförs kretsen 86 via ledning 85. Värmeväxlare 88 utgörs av en rekuperator som inkopplas i flödesbanan mellan kompressorn 22 och uppfuktningsanordningen 87 för att åstad-
- 20 komma den kompletterande uppfuktning, med minsta möjliga temperatursänkning, som härvid sker före inträdet till brännkammaren 35. Den till uppfuktaranordningen 87 ingående gasblandning ledes därvid genom värmeväxlaren 88 för att kylas av den från uppfuktaranordningen 87 avgående gasblandningen.
- 25 Värmeväxlaren 88 återvärmar intagsluften till förbränningskammaren och maximerar därmed den prestandaförbättring som är möjlig med den kompletterande uppfuktaranordningen 87. Värmebidragen tillföres vid de för den totala processen lämpligaste temperaturnivåerna i befuktningskretsen, dock högst vid kok-
- 30 punkten vid befuktningstornets tryck.

- I särskilt föredragna utföringsformer etableras en temperatur av högst 1200°C, företrädesvis en temperatur i området 700-1000°C för gasflödet, som strömmar in i den första delens 10
- 35 turbin 13, varvid detta gasflöde lämpligen har ett tryck i området 5-60 bar. Vidare inställes företrädesvis en temperatur

i området 200-500°C för avgasutflödet från den första delens 10 turbin 13.

5 Utloppstemperaturen från den första delens 10 kompressor 12  
och/eller för avgasflödet från den första delens 10 turbin 13  
väljes och installeras för att möjliggöra produktion av ånga med  
tillräckligt högt tryck för att medge ångan att kyla för-  
bränningsanordningens turbin och/eller förbränningskammare.  
Driftsbetingelserna inställdes lämpligen så, att åtminstone  
10 60 % av syremängden i luften som införes i gasflödesbanan 42-48  
förbrännes i förbränningsanordningen. Ännu hellre förbrännes  
åtminstone 70 eller 80 % av syremängden. Ännu hellre förbrännes  
omkring 90 % eller mer av syremängden i denna luft. Av det  
arbete som utvinnes med turbingruppen tas företrädesvis åtmin-  
15 stone 10 procent ut via den andra delens 20 transmission. Ännu  
hellre tas åtminstone 20 % av det utvunna arbetet ut via den  
andra delens 20 transmission. I för närvarande föredragna  
utföringsformer tas 30-40 % av det utvunna arbetet ut via den  
andra delens 20 transmission.

20

25

30

35

**Patentkrav**

1. Förfarande för drivning av en gasturbingrupp, vilken väsentligen består av en första del (10), som inbegriper en kompressor (12) och en turbin (13), vilka är med en första transmission (11) mekaniskt rotationskopplade till varandra, varvid den första transmissionen är kopplad till medel (15) för utvinning av arbete och en andra del (20), vilken inbegriper en förbränningsanordning (35), som är ansluten i en gasflödesbana (42, 48) mellan den första delens (10) kompressor (12) och turbin (13), varvid förbränningsanordningen (35) innefattar en kompressor (22), en bränsleinsprutningsanordning (51), en förbränningskammare (35) och en turbin (23), förbränningsanordningens kompressor (22) och turbin (23) är mekaniskt rotationskopplade till varandra med en andra transmission (21), den andra delens transmission (21) är kopplad till medel (25) för utvinning av arbete, och varvid vatten och/eller ånga värmes medelst avgaserna från första delens (10) turbin (13), **kännetecknat av** att ytterligare vatten och/eller ånga värmes medelst värme från gasflödet, som komprimerats av den första delens (10) kompressor (12), och införes i gasflödesbanan (42, 48), i sådan mängd att åtminstone 60 % av syremängden i luften som införes i gasflödesbanan (42, 48) förbrännes i förbränningsanordningen.

2. Förfarande enligt krav 1, **kännetecknat av** att vattnet och/eller ångan införes i gasflödesbanan mellan den första delens (10) kompressor (12) och förbränningsanordningens kompressor (22), och i sådan mängd att åtminstone 60 % av syremängden i luften som införes i gasflödesbanan (42, 48) förbrännes i förbränningsanordningen.

3. Förfarande enligt krav 2, **kännetecknat av** att ytterligare vatten och/eller ånga införes i gasflödesbanan (43, 48) nedströms förbränningsanordningens kompressor (22), och i sådan mängd att åtminstone 70 % av syremängden i luften

som införes i gasflödesbanan (42, 48) förbrännes i förbränningsanordningen.

4.           Förfarande enligt något av kraven 1-3, **kännetecknat**  
5 **av** att en temperatur av högst 1200°C, företrädesvis i området 700-1000°C, etableras för gasflödet, som strömmar in i den första delens (10) turbin (13), varvid detta gasflöde har ett tryck i området 5-60 bar.
- 10 5.           Förfarande enligt något av kraven 1-4, **kännetecknat**  
**av** att en temperatur i området 200-500°C inställes för avgasutflödet från den första delens (10) turbin (13).
- 15 6.           Förfarande enligt något av kraven 1-5, **kännetecknat**  
**av** att den första delen (10) är en turbinenhet, som är optimerad för torr driftscykel, varvid turbinenheten kan vara fleraxlig och eventuellt har en mellankylning.
- 20 7.           Förfarande enligt något av kraven 1-6, **kännetecknat**  
**av** att den andra delens turbinenhet är anordnad och drivs för att ge en omfördelning av gasflödestrycket från den första delens kompressor respektive till den första delens turbin, så att den första delen (10) väl anpassas till med våt cykel förknippade media- och flödesdata.
- 25 8.           Förfarande enligt krav 6 eller 7, **kännetecknat av** att den för torr cykel optimerade turbinenhetens kompressor (12) ledskeneregleras för minskning av den luftmängd som erfordras vid turbingruppens drift, och att turbinenhetens kompressorkapacitet eventuellt minskas genom fränkoppling av ett kompressorsteg.
- 30 9.           Förfarande enligt något av kraven 1-7, **kännetecknat**  
**av** att den första delens kompressor (12) förses med en  
35 axeltätad uttagsanordning (42) för avledning av tryckluften



samt en axeltätad återföringsanordning (48) för återledning av avgas till första delens turbin (13).

10.       Förfarande enligt något av kraven 1-8, **kännetecknat**  
5   av att utloppstemperaturen för första delens (10) kompressor  
     (12) och/eller för avgasflödet från den första delens (10)  
     turbin (13) väljes för att möjliggöra produktion av ånga med  
     tillräckligt högt tryck för kylning av förbränningsanordningens  
     turbin och/eller förbränningskammare.
- 10
11.       Förfarande enligt något av kraven 1-9, **kännetecknat**  
     av att förbränningsgasen som inleds i förbränningsanordningens  
     turbin (23) har ett tryck i området 50-300 bar, företrädesvis  
     80-200 bar, helst 100-150 bar och en temperatur i området 1000-  
15   2000 K, företrädesvis i området 1200-1800 K.
12.       Förfarande enligt något av kraven 1-11, **kännetecknat**  
     av att gasutflödet från den andra delens (20) kompressor (22)  
     uppfuktas före den andra delens förbränningsanordning (35),  
20   företrädesvis genom att åtminstone en del av nämnda gasutflöde  
     leds genom en fuktare (87) vars tilllopps- och utloppsledningar  
     företrädesvis står i värmeväxlingsrelation via en rekuperator  
     (88), varvid vatten som tillföres fuktaren (87) företrädesvis  
     värmes med värme från gasutflödet från den första enhetens  
25   kompressor (12) och/eller turbin (13).
13.       Förfarande enligt något av föregående krav,  
     **kännetecknat** av att åtminstone en del av hetvattnet och/eller  
     ångan hämtas från avgasens vatteninnehåll.
- 30
14.       Förfarande enligt något av föregående krav,  
     **kännetecknat** av att gasturbingruppens producerade effekt  
     regleras genom ändring av mängden vatten som införes i gas-  
     flödesbanan, varigenom en lägre effekt produceras genom en  
35   lägre befuktningsgrad.

15.       Förfarande enligt något av kraven 1-11, **kännetecknat**  
av att efter kylningsångans användning för kylning, leds åtmin-  
stone en del därav in i gasflödesbanan, företrädesvis in i  
förbränningsanordningens förbränningskammare för vidare  
5 användning som arbetsmedium.

16.       Förfarande enligt något av kraven 1-13, **kännetecknat**  
av att ingen väsentlig värmemängd tillförs gasflödet mellan den  
första delens turbin (13) och förbränningsanordningens turbin  
10 (23).

17.       Förfarande enligt något av föregående krav, **känne-  
tecknat** av att förbränningsanordningens kompressor regleras med  
ledskenerreglering eller varvtalsreglering.  
15

18.       Förfarande enligt något av kraven 1-17, **kännetecknat**  
av att åtminstone 10% av det arbete som utvinnes, tas ut via  
den andra delens (20) transmission.  
20

25

30

35

**Sammandrag**

Förfarande för drivning av en gasturbingrupp, vilken väsentligen består av en första del (10), som inbegriper en  
5 kompressor (12) och en turbin (13), vilka är med en första transmission (11) mekaniskt rotationskopplade till varandra, varvid den första transmissionen är kopplad till medel (15) för utvinning av arbete och en andra del (20), vilken inbegriper en förbränningsanordning (35), som är ansluten i en gasflödesbana  
10 (42, 48) mellan den första delens (10) kompressor (12) och turbin (13). Förbränningsanordningen (35) innefattar en kompressor (22), en bränsleinsprutningsanordning (51), en förbränningskammare (35) och en turbin (23). Förbränningsanordningens kompressor (22) och turbin (23) är mekaniskt  
15 rotationskopplade till varandra med en andra transmission (21), den andra delens transmission (21) är kopplad till medel (25) för utvinning av arbete, varvid vatten och/eller ånga värmes medelst avgaserna från första delens (10) turbin (13), varvid ytterligare vatten och/eller ånga värmes medelst värme från  
20 gasflödet, som komprimerats av den första delens (10) kompressor (12), och åtminstone 60 % av syremängden i luften som införes i gasflödesbanan (42, 48) förbrännes i förbränningsanordningen.

10  
20  
30  
40  
50  
60  
70  
80  
90  
100  
110  
120  
130  
140  
150  
160  
170  
180  
190  
200  
210  
220  
230  
240  
250  
260  
270  
280  
290  
300  
310  
320  
330  
340  
350  
360  
370  
380  
390  
400  
410  
420  
430  
440  
450  
460  
470  
480  
490  
500  
510  
520  
530  
540  
550  
560  
570  
580  
590  
600  
610  
620  
630  
640  
650  
660  
670  
680  
690  
700  
710  
720  
730  
740  
750  
760  
770  
780  
790  
800  
810  
820  
830  
840  
850  
860  
870  
880  
890  
900  
910  
920  
930  
940  
950  
960  
970  
980  
990

5

10

15

20

25

30

35

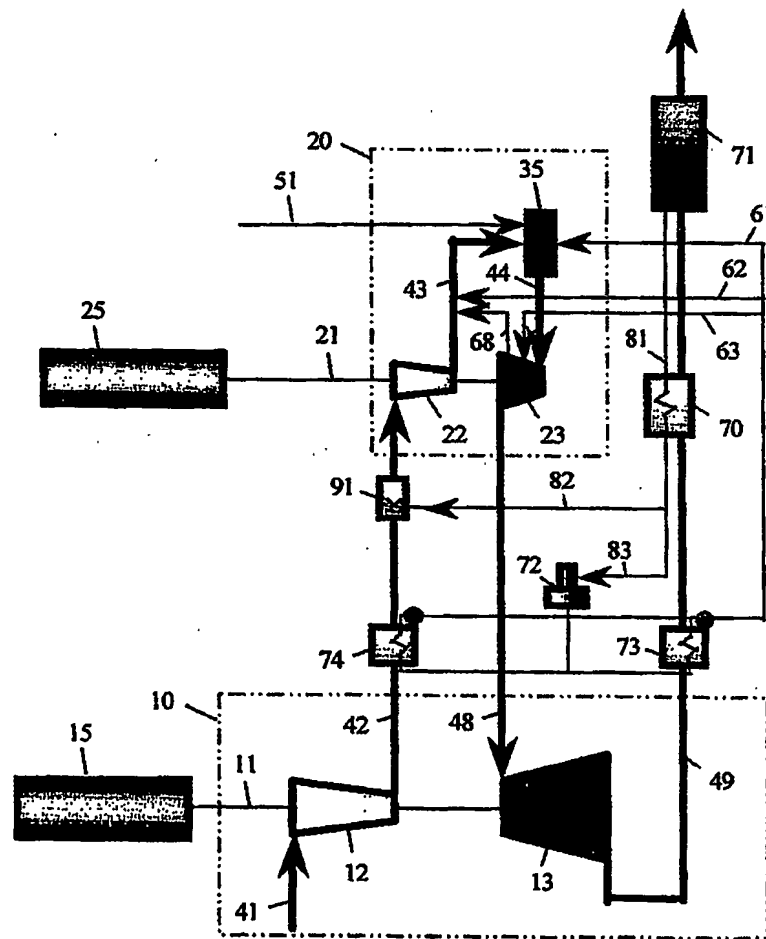


Fig. 1

5

10

15

20

25

30

35

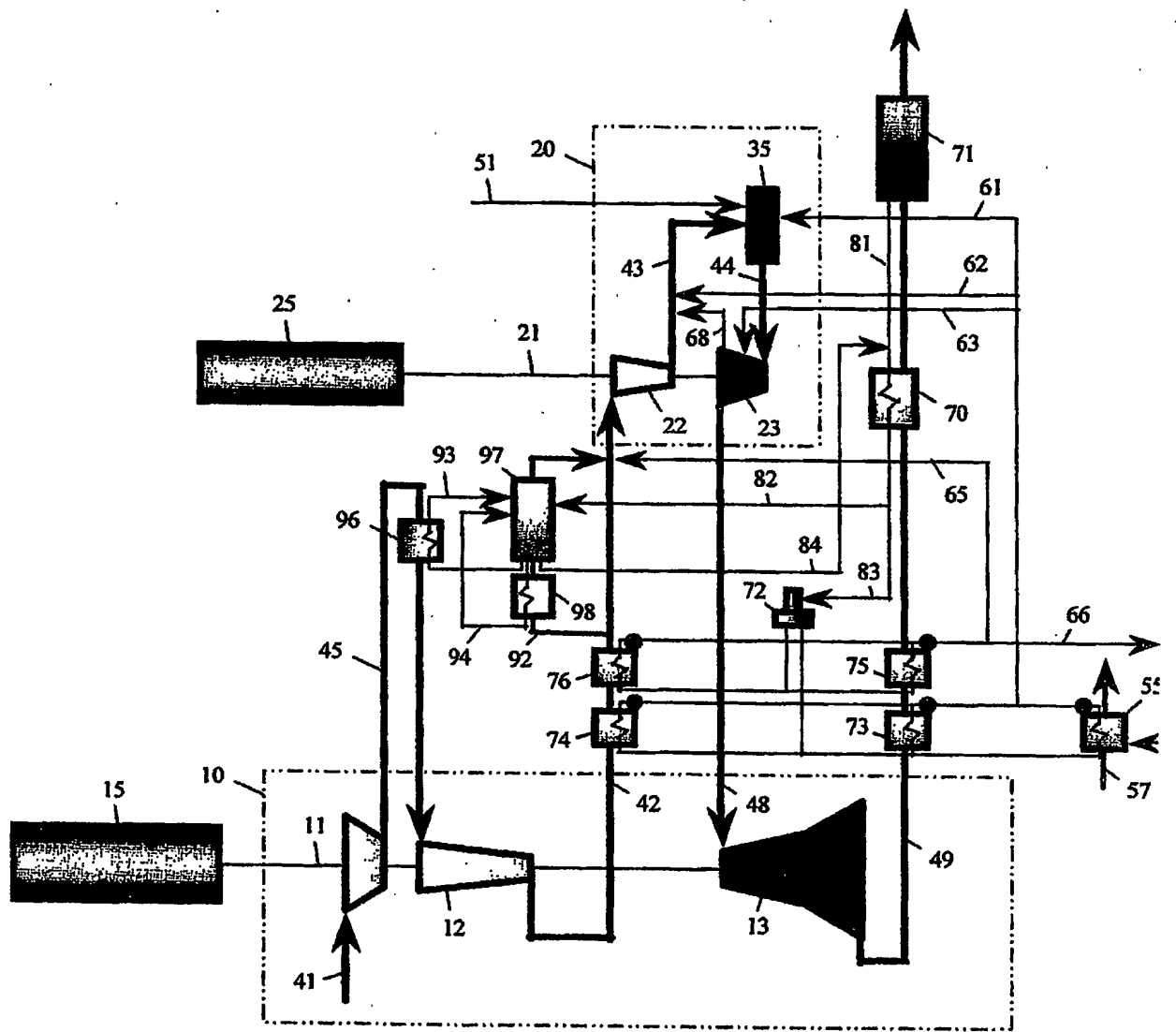


Fig. 2

5

10

15

20

25

30

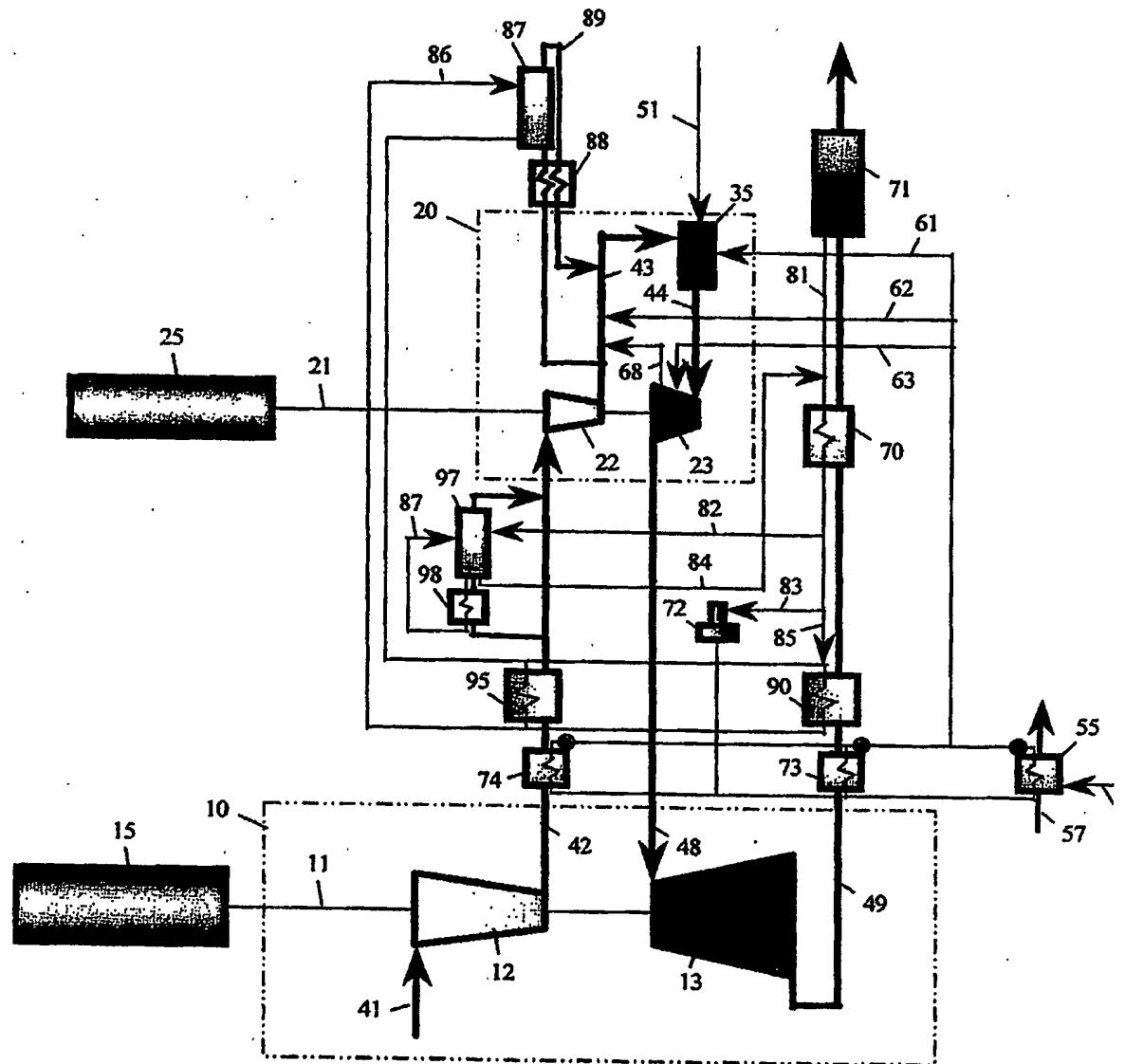


Fig. 3

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.